

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Bakalářská práce

Čelistový drtič pro drcení tvrdých materiálů Jaw Crusher for Crushing Hard Materials

Student:

Josef Němec

Vedoucí bakalářské práce:

Dr.Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2020

Zadání bakalářské práce

Student: **Josef Němec**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Čelistový drtič pro drcení tvrdých materiálů**
Jaw Crusher for Crushing Hard Materials

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci řešení bakalářské práce navrhnete čelistový drtič pro drcení tvrdých materiálů. Bakalářská práce bude obsahovat:

- analýzu a řešení dané problematiky
- popis stávajícího stavu
- koncept řešení ve více variantách
- konstrukční návrh čelistového drtiče pro drcení živičných směsí na základě výběru optimální varianty
- úvahu o možnostech drcení dalších materiálů (beton, kámen atd.)
- volbu vhodného pohonu
- úvahu o možnostech měření vibrací setrvačníku s excentry
- příslušné technické výpočty
- 3D model zařízení ve vhodném CAD systému
- příslušnou výkresovou dokumentaci

Při řešení vezměte v úvahu tyto technické parametry:

- velikost drcené frakce do 20 mm
- otáčky setrvačníku 300 min⁻¹

Bližší specifikace nutných technických údajů a požadavků bude upřesněna v průběhu řešení bakalářské práce na základě konzultací s firmou STROJFERR, s.r.o.

Seznam doporučené odborné literatury:

- KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části spojovací: skriptum*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.
- ČÁSENSKÝ, M. *Metodika konstruování*. 1. vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1990. 122 s.
- LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha, Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Dr.Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Anotace

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem čelistového drtiče. V úvodu je srovnání existujících typů drtičů a způsobu drcení materiálu. Dále jsou vysvětleny rozdíly mezi jednovzpěrnými a dvojevzpěrnými drtiči. Dále následuje konstrukční návrh a pevnostní výpočty. V poslední části jsou popsány možnosti měření vibrací setrvačníku s excentry a úvaha o drcení různých materiálů.

Klíčová slova

Čelistový drtič, jednovzpěrný, dvojevzpěrný, drcení, vyvažování, měření vibrací

Abstract

The bachelor thesis deals with the design of jaw crusher. The introduction is about comparison of existing types of crushers and the method of material crushing. Further, there are explained differences between the single toggle and double toggle crushers. Then there are design of crusher and strength calculations. The last part describes the possibilities of measuring the vibrations of the flywheel with eccentrics and the consideration of crushing various materials.

Keywords

Jaw crusher, single toggle, double toggle, crushing, equilibrating, vibration measuring

Poděkování

Rád bych zde poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce, Dr.Ing. Jaroslavu Meleckému, za cenné rady a informace pro zpracování této práce. Také bych chtěl poděkovat firmě Strojferr s.r.o. za poskytnutí zadání.

Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	8
1 ÚVOD	10
2 ZDROBŇOVÁNÍ	11
2.1 VYUŽITÍ ZDROBŇOVÁNÍ	11
2.2 TYPY NAMÁHÁNÍ.....	11
3 TYPY ČELISŤOVÝCH DRTIČŮ	12
3.1 DVOJVZPĚRNÉ ČELISŤOVÉ DRTIČE.....	12
3.2 JEDNOVZPĚRNÉ ČELISŤOVÉ DRTIČE	13
4 SOUČASNÝ STAV NA TRHU	14
4.1 CJ211 JAW CRUSHER	14
4.2 MOBILNÍ DRTICÍ JEDNOTKA RESTA CH3 1100x750.....	14
4.3 J35/J35R COMPACT CRUSHER	15
5 VOLBA DRTIČE	16
6 NÁVRH JEDNOVZPĚRNÉHO ČELISŤOVÉHO DRTIČE.....	17
7 VOLBA MOTORU	19
7.1 DRÁHA	19
7.2 BĚŽNÁ PROVOZNÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ČELIST	20
8 NÁVRH ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	21
8.1 PŘEVODOVÝ POMĚR	21
8.2 OTÁČKY SETRVAČNÍKU.....	21
8.3 VOLBA ŘEMENU.....	22
8.4 MEZIOSOVÁ VZDÁLENOST	23
8.5 ÚHEL OPÁSÁNÍ MALÉ ŘEMENICE:	23
8.6 VÝKON PŘENÁŠENÝ JEDNÍM ŘEMENEM V PODMÍNKÁCH PROVOZU	24
8.7 CELKOVÝ POČET ŘEMENŮ K.....	24
8.8 OBVODOVÁ RYCHLOST	24
8.9 SOUČINITEL VLÁKNOVÉHO TŘENÍ	25
8.10 SOUČINITEL TŘENÍ V KLÍNOVÉ DRÁŽCE.....	25
8.11 KROUTICÍ MOMENT NA HŘÍDELI ELEKTROMOTORU	25
8.12 OBVODOVÁ SÍLA	26
8.13 POTŘEBNÉ PŘEDPĚTÍ ŘEMENE	26
8.14 MEZE OSOVÉ VZDÁLENOSTI:	27
9 VZPĚŘ	28
9.1 MINIMÁLNÍ MOMENT SETRVAČNOSTI	28

9.2	REDUKOVÁNA DÉLKA	29
9.3	PRŮŘEZ VZPĚRNÉ DESKY	29
9.4	ŠTÍHLOSTNÍ POMĚR	30
9.5	KRITICKÉ NAPĚTÍ	30
9.6	KRITICKÁ SÍLA	30
10	SÍLA PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDEL A LOŽISKA.....	31
10.1	CELKOVÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDEL A LOŽISKA	31
10.2	MAXIMÁLNÍ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA HŘÍDEL A LOŽISKA	32
11	DYNAMICKÁ ÚNOSNOST RADIÁLNÍHO LOŽISKA.....	33
12	KONTROLA HŘÍDELE	34
12.1	MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT	34
12.2	MODUL PRŮŘEZU V OHYBU	35
12.3	NAPĚTÍ V OHYBU.....	35
12.4	MAXIMÁLNÍ KROUTICÍ MOMENT	35
12.5	MODUL PRŮŘEZU V KRUTU	35
12.6	MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT	36
12.7	REDUKOVANÉ NAPĚTÍ	36
12.8	KOEFICIENT BEZPEČNOSTI	36
13	VYVAŽOVÁNÍ SETRVAČNÍKŮ.....	37
14	OBLAST POUŽITÍ DRTIČE.....	37
15	ZÁVĚR.....	38
16	LITERATURA.....	39
17	PŘÍLOHY.....	40

Seznam použitých zkratek a symbolů

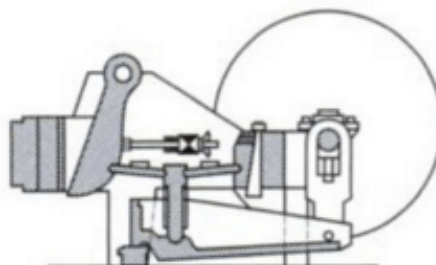
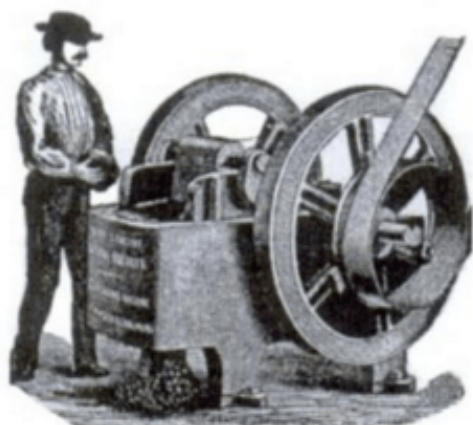
a	[mm]	mezosová vzdálenost
a_{Max}	[mm]	maximální osová vzdálenost řemenic
a_{MIN}	[mm]	minimální osová vzdálenost řemenic
b	[mm]	šířka vzpěrné desky
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
C_k	[-]	součinitel počtu řemenů
C_L	[-]	součinitel vlivu délky řemene
C_p	[-]	součinitel dynamičnosti a pracovního režim
C_α	[-]	součinitel vlivu úhlu opásání
d	[mm]	průměr hřídele v bodě 2 a 3
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
f	[-]	součinitel vláknového tření
F	[N]	obvodová síla
F_1	[N]	předpokládána síla působící na čelist'
F_{2L}	[N]	celková síla působící na hřídel a ložiska
F_{kr}	[N]	kritická síla
F_L	[N]	běžná síla působící na hřídel a ložiska
$F_{L\text{Max}}$	[N]	maximální síla působící na hřídel a ložiska
f_o	[-]	součinitel suchého smykového tření
F_o	[N]	potřebné předpětí řemene
h	[mm]	tloušťka vzpěrné desky
J_{min}	[mm ⁴]	minimální moment setrvačnosti
K	[-]	celkový počet řemenů
k	[-]	bezpečnosti proti prokluzu řemene
k	[-]	koeficient bezpečnosti
L	[mm]	délka vzpěrné desky
l	[mm]	vzdálenost mezi ložisky
L_{10h}	[hod]	životnost ložiska
L_p	[mm]	délka řemene (volena s ohledem na velikost drtiče)
L_{red}	[mm]	redukováná délka vzpěrné desky
M_k	[Nmm ⁻¹]	maximální kroutící moment
M_{kel}	[Nm ⁻¹]	kroutící moment na hřídeli elektromotoru
M_o	[Nmm ⁻¹]	maximální ohybový moment
N_o	[kW]	jmenovitý výkon na 1 řemen
n_1	[min ⁻¹]	otáčky malé řemenice
N_p	[kW]	výkon přenášený jedním řemenem v podmínkách provozu

P	[W]	výkon potřebný pro vykonání práce
p	[-]	exponent
R_o	[MPa]	minimální mez kluzu
S	[mm ²]	průřez vzpěrné desky
v_1	[ms ⁻¹]	obvodová rychlost
W	[J]	práce, kterou vykoná čelist v místě ložisek za 1 sekundu
W	[-]	součinitel
W_k	[mm ³]	modul průřezu v krutu
W_o	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
x	[mm]	dráhu, o kterou se bude posouvat čelist v místě ložisek za 1 sekundu
y	[mm]	vzdálenost mezi osou hřídele a osou excentru
y	[-]	součinitel
α	[°]	úhel opásání malé řemenice
β	[-]	součinitel typu uložení
λ	[-]	štíhlostní poměr
λ_{mez}	[-]	mezní štíhlost
σ	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{kr}	[MPa]	kritické napětí
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
τ	[MPa]	maximální ohybový moment

1 Úvod

Drcení a mletí hornin je jedním z nejstarších průmyslových odvětví člověka. Nejdříve se rudy drtily ručně pomocí jednoduchých nástrojů, kdy se těžký kus kamene zvedal za pomoci lidské nebo zvířecí síly do určité výšky, kde byl uvolněn a dopadem rozdrtil horninu určenou k rozmělnování. Tato činnost byla ovšem neefektivní a namáhavá. Časem tedy začalo docházet k jejímu vylepšování a zdokonalování.

První patent na drtič byl vydán v roce 1830, který popisoval stroj, který k drcení používal pád těžkého kladiva. Další patent obdržel 15. Června 1858 Eli Whitney Blake, jehož cílem bylo zefektivnit práci dělníků, kteří drtili kameny pro stavbu silnic jen pomocí ručních kladiv. E. W. Blake vyřešil tento problém pomocí čelistového drtiče, který jako pohon využíval parní stroj a byl schopen drtit kameny na požadovanou velikost.



Obr. 1 – Blakeův čelistový drtič [1]

2 Zdrobňování

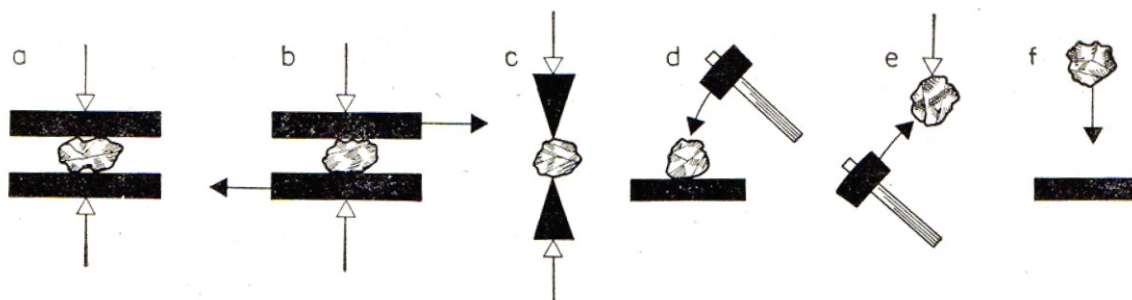
2.1 Využití zdrobňování

Drcení je proces zmenšování velikosti materiálů pro další zpracování nebo jednodušší přepravu. Využívá se např. při zpracování a recyklaci odpadu, těžbě surovin, ve stavebnictví, uhelném a chemickém průmyslu. Někdy se materiál musí nahrubo drtit nejdříve v průmyslovém drtiči, kdy dojde ke zmenšení velikostí jednotlivých kousků a dále se zpracovává na mlýně.

Pro průmyslové drcení existuje mnoho praktických účelů. Odpadní produkty se drtí, aby se usnadnila likvidace nebo recyklace. Drcení je také způsob výroby šterku, který se dále využívá na silnicích, či stavbách.

2.2 Typy namáhání

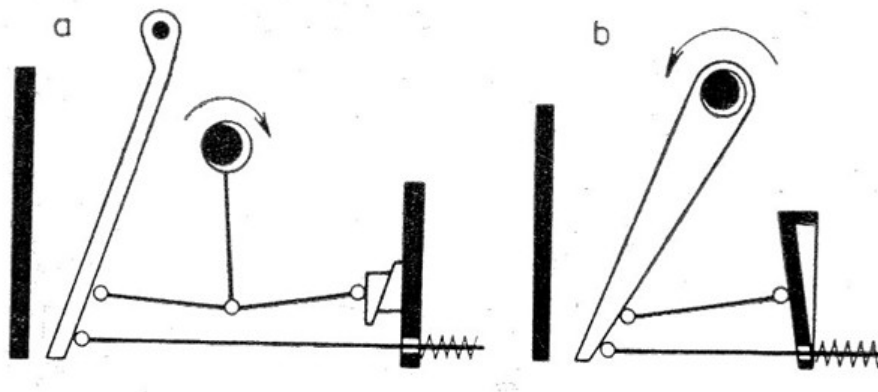
Při drcení je materiál rozrušován převážně za působení tlaku a smykového namáhání. Částečně jsou drcené kusy namáhané na ohyb. V čelistových drtičích je materiál rozmělněn tlakem mezi čelistmi. Další způsob je pomocí úderu kladiva na horninu, která leží na podložce. V drtičích, které mají rýhované čelisti či jiné výstupky je materiál rozmělněn nejen tlakem ale i štěpením. Při pohybu drtících ploch kolmo ke směru tlaku je materiál drcen rozmíláním. Dále je možné materiál rozmělnit dopadem na nepohyblivé desky anebo naopak, kdy na nepohyblivý materiál působí rázy padajících kladiv.



Obr. 2 – Základní způsoby zdrobňování [2]

3 Typy čelistových drtičů

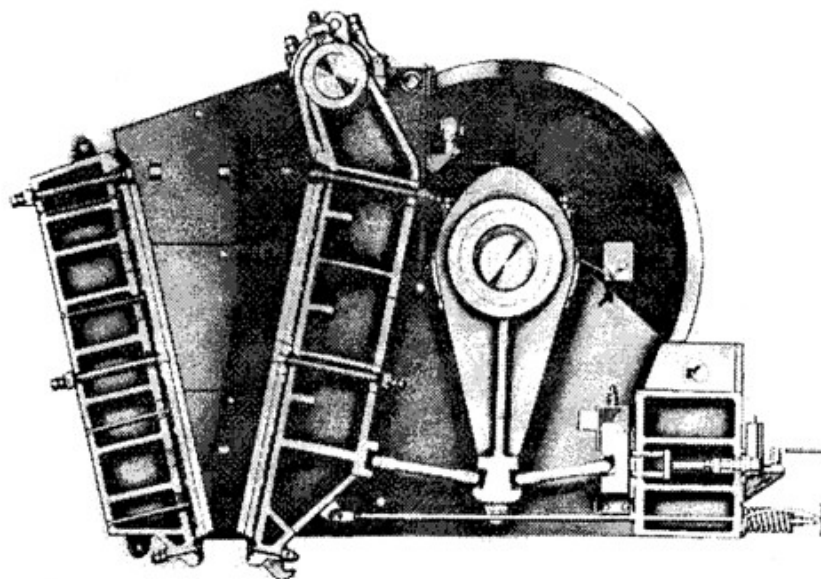
Čelistové drtiče jsou určeny ke zdrobňování tvrdých, špatně drtitelných materiálů. Jsou vhodné zejména k drcení kameniva a rud. Nejrozšířenější typy jsou čelistové drtiče dvojvzpěrné a čelistové drtiče jednovzpěrné.



Obr. 3 – Čelistové drtiče a – dvouvzpěrný, b – jednovzpěrný [2]

3.1 Dvojvzpěrné čelistové drtiče

Tento typ má jednu čelist pevnou a druhou pohyblivou, jež je upevněna na kyvadle, které visí na nosném hřídeli. Kyvadlo je uváděno do pohybu pomocí pákového mechanismu, který se skládá ze dvou vzpěrných desek, ojnice a výstředníkové hřídeli se setrvačníky, které zajišťují rovnoměrný chod. Spodní části čelistí se navzájem opakovaně přibližují a oddalují, čímž dochází k drcení materiálů. Zpětný pohyb je vyvolán pomocí táhla s pružinou. Při případném přetížení, které vznikne, pokud se do drtiče dostanou nedrtitelné předměty, se vzpěrná deska ohne a dojde k vysypání materiálu.

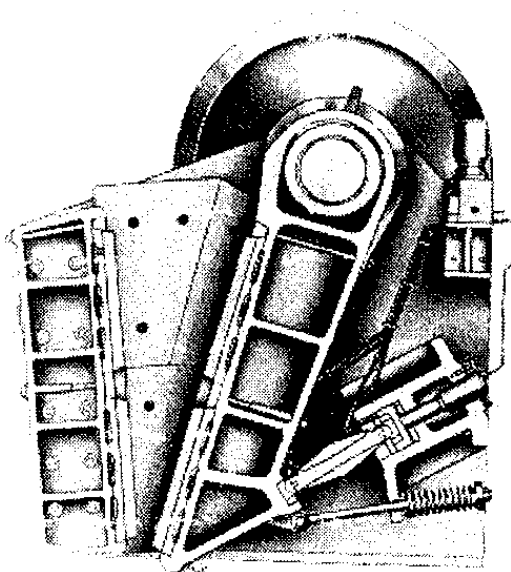


Obr. 4 – Dvojzpěrný čelistový drtič [3]

3.2 Jednovzpěrné čelistové drtiče

Pohyblivá čelist je u tohoto typu zavěšena přímo na kyvadle. Tyto drtiče mají jen jednu vzpěrnou desku, která se dotýká spodní části kyvadla a rámu drtiče.

Životnost čelistí je menší oproti dvojzpěrným drtičům, zato však má tento drtič cca o 20 až 30 % menší hmotnost. Další výhodou jsou menší rozměry, jednodušší konstrukce a nižší výrobní náklady.



Obr. 5 – Jednovzpěrný čelistový drtič [3]

4 Současný stav na trhu

Na trhu se prodává několik drtičů od různých firem, proto uvedu jen vybrané 3 typy.

4.1 CJ211 Jaw crusher



Obr. 7 – CJ211 Jaw crusher [5]

Výrobce: SANDWIK

Hmotnost: 14,3 t

Výkon: 90 kW

Rozměry: délka 2,4 m, šířka 2,4 m, výška 2,2 m

4.2 Mobilní drticí jednotka RESTA CH3 1100x750



Obr. 6 – Mobilní drticí jednotka RESTA CH3 1100x75 [4]

Výrobce: RESTA

Hmotnost: 45 t

Výkon: 90 – 250 t/h

Rozměry: délka 15 m, šířka 2,7 m, výška 3 m

4.3 J35/J35R Compact Crusher



Obr. 8 – J35/J35R Compact Crusher [6]

Výrobce: MCCLOSKEY

Hmotnost: 24 t

Výkon: 162 kW

Rozměry: délka 9,3 m, šířka 2,5 m, výška 3 m

5 Volba drtiče

V následující tabulce jsou přehledně zobrazeny výhody a nevýhody jednotlivých typů drtičů. Jednička znamená lepší splnění požadavku. Výsledek značí součet všech dílčích požadavků. Vyšší číslo tedy znamená výhodnější řešení.

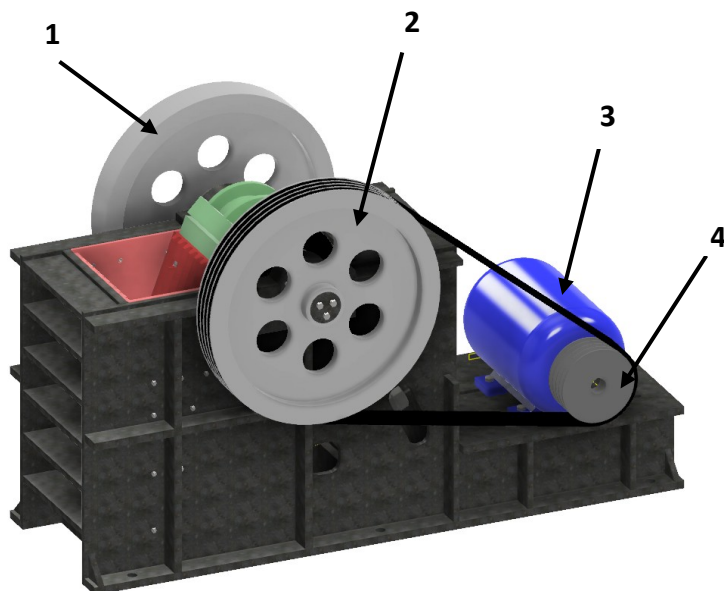
	hmotnost	náročnost konstrukce	životnost čelistí	cena	kompaktnost stroje	výsledek
Jednovzpěrný	1	1	0	1	1	4
Dvojzpěrný	0	0	1	0	0	1

Tab. 1 – Volba drtiče

Z tabulky vyplývá, že výhodnější variantou je jednovzpěrný čelistový drtič, který budu dále navrhovat.

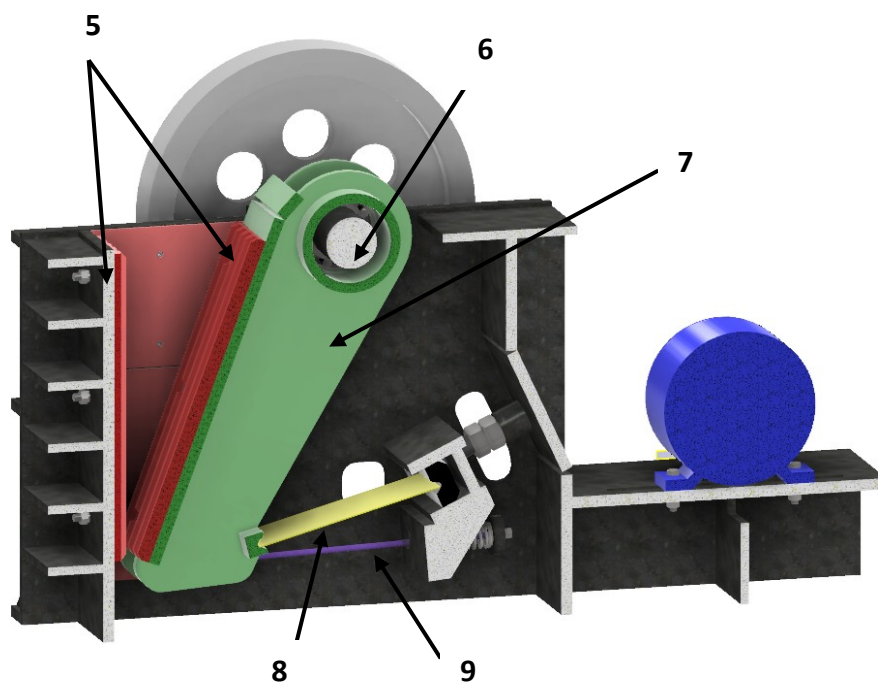
6 Návrh jednovzpěrného čelistového drtiče

V následujících obrázcích bude zobrazen 3D model čelistového drtiče, který byl modelován pomocí softwaru Autodesk Inventor 2020.



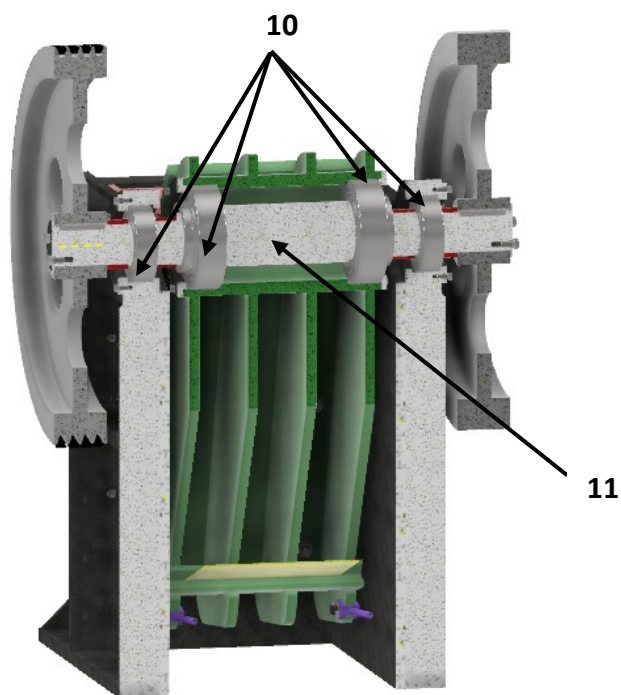
Obr. 9 – 3D model čelistového drtiče

1 – setrvačnick, 2 – velká řemenice (setrvačnick), 3 – elektromotor, 4 – malá řemenice



Obr. 10 – Podélný řez 3D modelu čelistového drtiče

5 – čelisti, 6 – hřídel, 7 – kyvadlo, 8 – vzpěrná deska, 9 – táhlo s pružinou



*Obr. 11 – Příčný řez 3D modelu čelistového drtiče
10 – ložiska, 11 – excentrická část hřídele*

7 Volba motoru

Volba potřebného výkonu je dosti obtížná, jelikož je problém určit odpor materiálu vůči rozdrčení, kdy drtitelnost materiálu se může výrazně lišit oproti pevnosti v tlaku nebo vrypové tvrdosti. Konkrétně literatura [9] na str. 36 uvádí: „Drtitelnost a melitelnost není fyzikální vlastností zdrobňovaných materiálů a mění se v závislosti na způsobu a podmínkách drcení nebo mletí. Proto nelze stanovit žádné přesně definované kritérium drtitelnosti a melitelnosti zdrobňovaných nerostných surovin a jiných materiálů.“ Dále je vysvětleno: „Ukázky drtitelnosti nebo melitelnosti zjištěné různými metodami bývají značně rozdílné a mnohdy zcela nesrovnatelné.“

Jelikož tedy bez provozních zkoušek není jednoduché zjistit drtitelnost a tudíž potřebnou sílu a výkon, volím typ motoru, který je pro tento typ a velikost drtiče obvyklý. Vybral jsem elektromotor SIEMENS 1LE15022DC03, který má výkon 45 kW, a 986 otáček za minutu.



Obr. 12 – elektromotor SIEMENS 1LE15022DC03

7.1 Dráha

Zde počítám dráhu, o kterou se bude posouvat čelist v místě ložisek za 1 sekundu.

$$x = 2 \cdot y \cdot \frac{n_2}{60} \quad (1)$$

$$x = 2 \cdot 0,014 \cdot \frac{300}{60}$$

$$x = 0,14 \text{ mm}$$

y – vzdálenost mezi osou hřídele a osou excentru = 14 mm

7.2 Běžná provozní síla působící na čelist

Jelikož se jedná o práci vykonanou za 1 sekundu, můžu napsat, že $W = P$

$$P = W = F_1 \cdot x \quad (2)$$

$$F_1 = \frac{P}{x}$$

$$F_1 = \frac{45}{0,14}$$

$$F_1 = 321 \text{ N}$$

W – práce, kterou vykoná čelist v místě ložisek za 1 sekundu

P – výkon potřebný pro vykonání práce

Výpočet ukázal, že teoretická síla působící na čelist je 321 N, ovšem vzhledem ke ztrátám, způsobených třením a skluzem řemenu, nerovnoměrnosti chodu a použití předdimenzovanému motoru pro rychlý rozběh setrvačníku, bude skutečná síla nižší. V následujících výpočtech budu proto počítat s běžnou provozní silou $F_1=200\text{N}$.

Při spouštění drtiče je potřebný výkon největší, proto se drtič má uváděn do chodu prázdný. Z tohoto důvodu by se měl zastavovat až po rozdrčení veškerého materiálu v drticím prostoru.

8 Návrh řemenového převodu

Řemenový převod bude přenášet krouticí moment elektromotoru na výstředníkový hřídel za pomoci malé řemenice, jenž se nachází na hřídeli motoru a velké řemenice, která slouží zároveň jako setrvačnick.

8.1 Převodový poměr

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad [10] \quad (3)$$

$$i = \frac{986}{300}$$

$$i = 3,3$$

$$n_1 - \text{otáčky malé řemenice} = 986 \text{ min}^{-1}$$

8.2 Otáčky setrvačníku

$$d_2 = d_1 \cdot i \quad [10] \quad (4)$$

$$d_2 = 355 \cdot 3,3$$

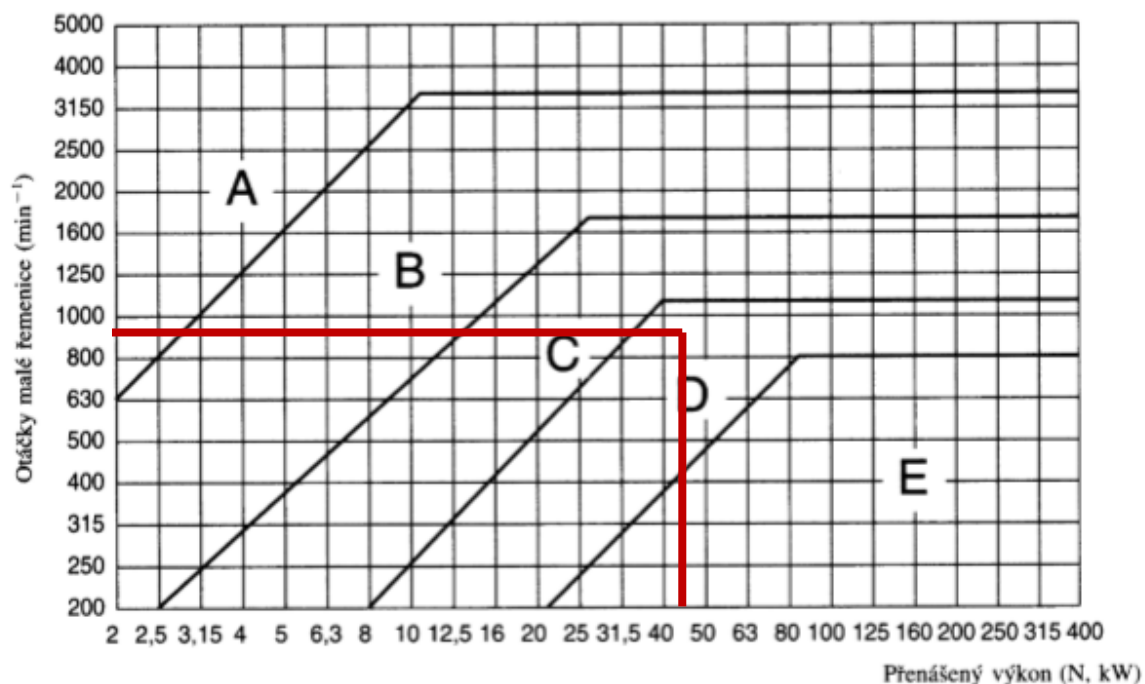
$$d_2 = 1172 \text{ mm}$$

$$d_1 - \text{průměr malé řemenice} = 335 \text{ mm}$$

– nejmenší doporučený průměr řemenice [10]

8.3 Volba řemenu

Podle zadaného přenášeného výkonu volíme z diagramu průřez řemene A, B, C, D nebo E.
Průřez řemenů Z lze použít do 2 kW přenášeného výkonu.



Obr. 13 – Volba průřezu řemene

Dle tabulky volím pro řemen klasického průřezu typu D.

d_1 (mm)	i	Otáčky menší řemenice, min ⁻¹																							
		700						950						1450				2800			4500		6000		
		Z	A	B	C	D	E	Z	A	B	C	D	E	Z	A	B	C	Z	A	B	Z	A	B		
100	1,05	0,56	0,77					0,73	0,98					1,04	1,36			1,71	2,12		2,16	2,42	2,66		
	≥3,00	0,62	0,84					0,80	1,08					1,14	1,50			1,89	2,34		2,38	2,66	2,91		
112	1,05	0,65	0,93					0,85	1,19					1,21	1,67			1,97	2,60		2,40	2,89	3,18		
	≥3,00	0,72	1,02					0,94	1,31					1,33	1,84			2,17	2,87		2,65	3,18	3,53		
280	1,05			4,77	7,00					6,06	8,78					8,03	11,10								
	≥3,00			5,26	7,76					6,67	9,67					8,84	12,22								
315	1,05			↓	8,37					↓	10,40					↓	12,89								
	≥3,00				9,21						11,45						14,20								
355	1,05				9,83	14,18					12,14	16,71					14,61								
	≥3,00				10,82	15,61					13,36	18,40					16,09								
400	1,05				11,41	17,66					13,95	20,76					16,07								

Obr. 14 – Jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem

Jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem je 18,4 kW.

8.4 Mezosová vzdálenost

$$W = \pi \frac{d_1 + d_2}{2} \quad [11] \quad (5)$$

$$W = \pi \frac{355 + 1172}{2}$$

$$W = 2399$$

$$y = \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2 \quad [11] \quad (6)$$

$$y = \left(\frac{1172 - 355}{2} \right)^2$$

$$y = 166872$$

$$a = 0,25 \left[(L_p - W) + \sqrt{(L_p - W)^2 - 8 \cdot y} \right] \quad [11] \quad (7)$$

$$a = 0,25 \left[(5600 - 2399) + \sqrt{(5600 - 2399)^2 - 8 \cdot 166872} \right]$$

$$a = 1547 \text{ mm}$$

L_p – délka řemene = 5600 mm (volena s ohledem na velikost drtiče)

8.5 Úhel opásání malé řemenice:

$$\alpha = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} \quad [11] \quad (8)$$

$$\alpha = 180^\circ - 57 \frac{1172 - 355}{1547}$$

$$\alpha = 150^\circ$$

8.6 Výkon přenášený jedním řemenem v podmínkách provozu

$$N_p = N_0 \frac{C_a \cdot C_L}{C_p} \quad [11] \quad (9)$$

$$N_p = 18,4 \frac{0,92 \cdot 0,96}{1,3}$$

$$N_p = 12,5$$

N_0 – jmenovitý výkon na 1 řemen = 18,4 kW

C_a – součinitel vlivu úhlu opásání = 0,92 [11]

C_L – součinitel vlivu délky řemene = 0,96 [11]

C_p – součinitel dynamičnosti a pracovního režimu = 1,3 [11]

8.7 Celkový počet řemenů K

$$K = \frac{P_1}{N_p \cdot C_k} \quad [11] \quad (10)$$

$$K = \frac{45}{12,5 \cdot 0,9}$$

$$K = 4$$

C_k – součinitel počtu řemenů = 0,9 Lit. [11]

Celkový počet řemenů K vyšel přesně 4, volím tedy 4 řemeny typu:

ŘEMEN D – 5600 ČSN 02 3110

8.8 Obvodová rychlost

$$v_1 = \frac{n_1 \cdot D_1}{1000 \cdot 60} \quad [10] \quad (11)$$

$$v_1 = \frac{986 \cdot 355}{1000 \cdot 60}$$

$$v_1 = 5,83 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

8.9 Součinitel vláknového tření

$$f = f_o + 0,012 \cdot v_1 \quad [11] \quad (12)$$

$$f = 0,35 + 0,012 \cdot 5,83$$

$$f = 0,42$$

f_o – součinitel suchého smykového tření

$f_o = 0,35$ – pro pryžový řemen a ocelovou řemenici [10]

8.10 Součinitel tření v klínové drážce

$$f_K = \frac{f}{\sin \frac{\alpha'}{2}} \quad [11] \quad (13)$$

$$f_K = \frac{0,42}{\sin \frac{36}{2}}$$

$$f_K = 1,36$$

α' – úhel drážky řemenice = 36° [11]

8.11 Krouticí moment na hřídeli elektromotoru

$$M_{kel} = \frac{P \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \quad [11] \quad (14)$$

$$M_{kel} = \frac{45000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 986}$$

$$M_{kel} = 436 \text{ N} \cdot \text{m}$$

P – výkon elektromotoru = 45 kW

8.12 Obvodová síla

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{D_1} \quad [11] \quad (15)$$

$$F = \frac{2 \cdot 436}{0,355}$$

$$F = 2456 \text{ N}$$

8.13 Potřebné předpětí řemene

$$F_0 = k \cdot \frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha} + 1}{e^{f_k \cdot \alpha} - 1} \quad [11] \quad (16)$$

$$F_0 = 1,5 \cdot \frac{2456}{2} \cdot \frac{e^{1,36 \cdot 2,62} + 1}{e^{1,36 \cdot 2,62} - 1}$$

$$F_0 = 1949 \text{ N}$$

k – součinitel bezpečnosti proti prokluzu řemene = 1,5

α – úhel opásání malé řemenice = $150^\circ = 2,62 \text{ rad}$

Pro správné předpětí řemene je nutné zajistit, aby na řemenici působila síla o velikosti 1949 N

8.14 Meze osové vzdálenosti:

$$a_{MIN} = a - 0,015 \cdot L_p \quad [10] \quad (17)$$

$$a_{MIN} = 1547 - 0,015 \cdot 5600$$

$$a_{MIN} = 1463 \text{ mm}$$

$$a_{MAX} = a + 0,030 \cdot L_p \quad [10] \quad (18)$$

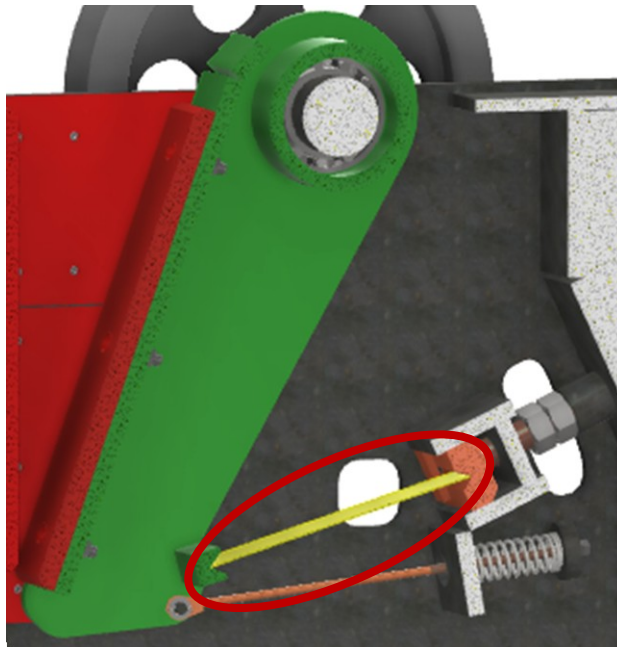
$$a_{MAX} = 1547 + 0,030 \cdot 5600$$

$$a_{MAX} = 1715 \text{ mm}$$

Pro správné napnutí řemene je nutné konstrukčně zajistit, aby osová vzdálenost byla měnitelná v následujících mezích: $a = 1463 - 1715 \text{ mm}$. Napínání probíhá pomocí speciálního přípravku, který funguje na principu utahování šroubu, jenž tlačí na motor s řemenicí, čímž způsobuje předpětí.

9 Vzpěr

Následující výpočty slouží pro vypočtení kritické síly, při které dojde k ohybu vzpěrné desky, jenž chrání drtič proti přetížení.



Obr. 15 – Vzpěrná deska

9.1 Minimální moment setrvačnosti

$$J_{min} = b \cdot h^3 \quad [10] \quad (19)$$

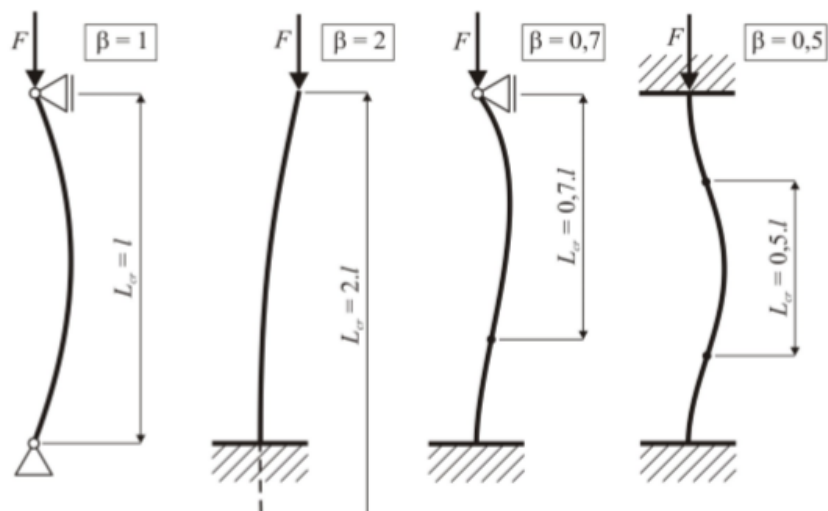
$$J_{min} = 460 \cdot 4^3$$

$$J_{min} = 29440 \text{ mm}^4$$

b – šířka vzpěrné desky = 460 mm

h – tloušťka vzpěrné desky = 4 mm

9.2 Redukována délka



Obr. 16 – Typy uložení

Dle typu uložení vzpěrné desky $\beta=1$.

$$L_{red} = L \cdot \beta \quad [13] \quad (20)$$

$$L_{red} = 460 \cdot 1$$

$$L_{red} = 460 \text{ mm}$$

L – délka vzpěrné desky = 460 mm

9.3 Průřez vzpěrné desky

$$S = b \cdot h \quad (21)$$

$$S = 460 \cdot 5$$

$$S = 1840 \text{ mm}^2$$

9.4 Štíhlostní poměr

$$\lambda = L_{red} \cdot \sqrt{\frac{S}{J_{min}}} \quad [13] \quad (22)$$
$$\lambda = 460 \cdot \sqrt{\frac{1840}{29440}}$$
$$\lambda = 115$$

Při splnění podmínky $\lambda_{mez} < \lambda$ počítám kritické napětí podle Eulera

Mezní štíhlost je pro ocel $\lambda_{mez} = 100$

$$\lambda_{mez} < \lambda$$
$$100 < 115$$

Podmínka splněna

9.5 Kritické napětí

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \quad [13] \quad (23)$$
$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{115^2}$$
$$\sigma_{kr} = 150 \text{ MPa}$$

E – modul pružnosti v tahu pro ocel = 200000 MPa

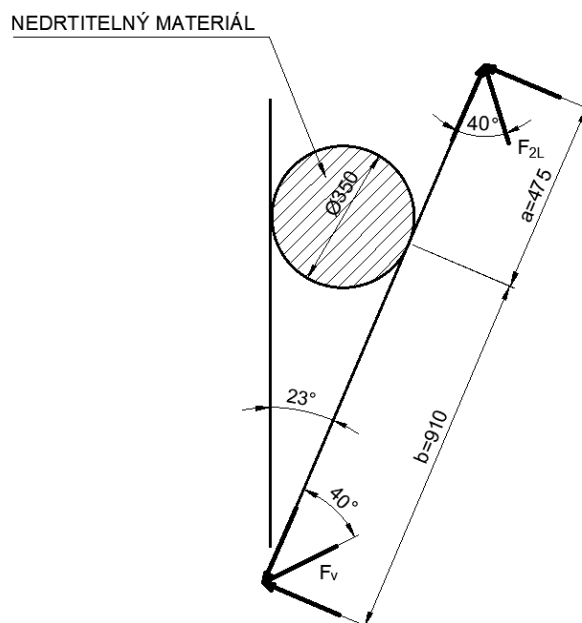
9.6 Kritická síla

$$F_{kr} = \sigma_{kr} \cdot S \quad (24)$$
$$F_{kr} = 150 \cdot 1840$$
$$F_{kr} = 276000 \text{ N}$$

Kritická síla, při které dojde k ohybu desky je 276000N. Další objasnění následuje v další kapitole.

10 Síla působící na hřídel a ložiska

Následující obrázek znázorňuje nejhorší možnou variantu, kdy do tlamy drtiče vnikne nedrtitelné těleso velkého průměru. V tomto případě budou ložiska s hřídelem namáhány nejvíc. Při vniknutí menšího tělesa bude namáhání nižší.



Obr. 17 – Rozložení sil

10.1 Celková síla působící na hřídel a ložiska

Pomocí rovnováhy na páce vypočteme celkovou sílu působící na ložiska

$$F_{2L} \cdot a = F_{kr} \cdot b \quad (25)$$

$$F_{2L} = \frac{F_{kr} \cdot b}{a}$$

$$F_{2L} = \frac{276000 \cdot 910}{475}$$

$$F_{2L} = 530000 \text{ N}$$

F_{2L} – celková síla působící na hřídel a ložiska

F_{kr} – kritická síla působící na vzpěrnou desku

10.2 Maximální síla působící na hřídel a ložiska

Jelikož síla F_{2L} působí symetricky na dvě ložiska, zatížení jednoho ložiska bude poloviční.

$$F_{LMax} = \frac{F_{2L}}{2} \quad (26)$$

$$F_{LMax} = \frac{530000}{2}$$

$$F_{LMax} = 265000 \text{ N}$$

F_{LMAX} – maximální síla působící na hřídel a ložiska

Drtič je konstruován na sílu $F_L = 100000 \text{ N}$, krátkodobě však snese zatížení vyšší. Proto, aby nedocházelo ke zbytečnému ohnutí vzpěrné desky při vniknutí hůře drtitelného předmětu a následné odstávky stroje, byla vzpěrná deska dimenzována na vyšší zatěžovací sílu. Tedy maximální síla působící na ložiska a hřídel je $F_{LMAX} = 265000 \text{ N}$. Dlouhodobé provoz při takovém zatížení není možný, protože začne docházet k prokluzu řemenného převodu, jež zároveň chrání elektromotor, zároveň tuhost stroje bude již nízká, ale vzhledem k tomu, že se jedná o několik sekund, kdy bude drtič spotřebovávat energii nashromážděnou v setrvačnicích a mezitím dojde buď k rozdrčení předmětu, nebo k ohnutí vzpěrné desky, drtič toto zatížení vydrží bez zkrácení celkové životnosti.

11 Dynamická únosnost radiálního ložiska

V následujícím výpočtu budu kontrolovat jenom dvojici menších ložisek s vnitřním průměrem 130 mm, které má nižší dynamickou únosnost $C = 500$ kN oproti druhé dvojici ložisek s vnitřním průměrem 170 mm a dynamickou únosností $C = 750$ kN.

Ložiska jsou soudečková dvouřadá, přesněji:

LOŽISKO 22226-2RZ ČSN 024705

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{F_L} \right)^p \frac{10^6}{60 \cdot n} [\text{hod}] \quad \text{Lit. [11]} \quad (27)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{500000}{100000} \right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 300} [\text{hod}]$$

$$L_{10h} = 11800 [\text{hod}]$$

F_L – (běžná provozní) síla působící na hřídel a ložiska = 100000 N

C – dynamická únosnost ložiska = 500 kN

p – exponent = 3,33

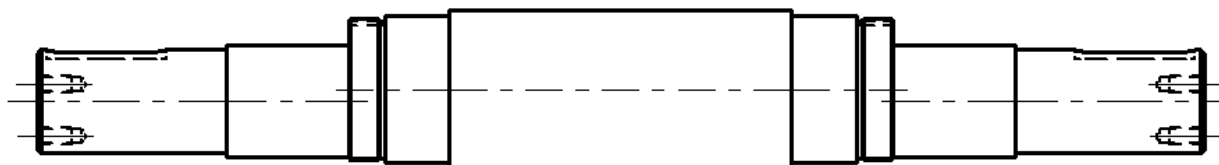
Životnost ložiska je 11800 hodin, což znamená, že by ložiska měla s 90% pravděpodobností vydržet 5,5 roků při jednosměnném provozu. Velikost síly $FL_{MAX}=265$ kN je menší než dynamická únosnost $C = 500$ kN, což znamená, že ložisko vydrží případné krátkodobé vyšší zatížení. Vzhledem k tomu, že k meznímu zatížení by mělo docházet jen výjimečně, nebo vůbec, neměla by být životnost ložiska nijak výrazně ovlivněna.



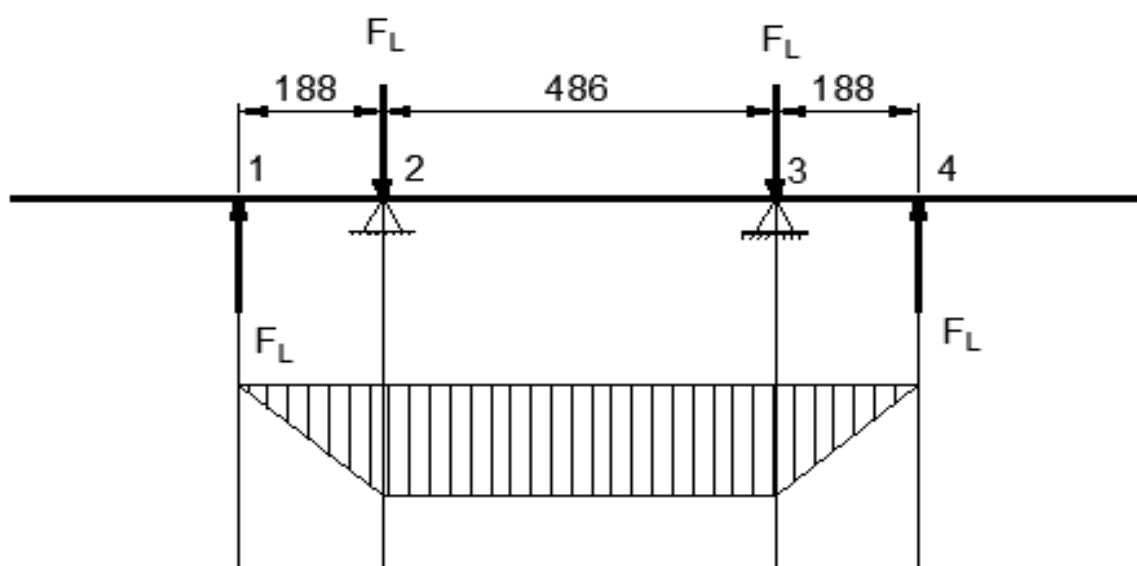
Obr. 18 – Dvouřadá soudečkové ložisko

12 Kontrola hřídele

Vzhledem k tomu, že síla způsobena předpětím řemene, a hmotnostní síly jsou oproti drtící síle velmi malé, budu je v následujícím výpočtu zanedbávat, pokud by vypočtené napětí bylo velmi blízko maximálnímu dovolenému, bylo by nutné provést přesnější výpočet.



Obr. 19 – Hřídel



Obr. 20 – Zjednodušené rozložení sil na hřídeli

Z obrázku 20 vyplývá, že největší ohybový moment bude v místě 2 až 3.

12.1 Maximální ohybový moment

$$M_o = F_{LMax} \cdot l \quad (28)$$

$$M_o = 265000 \cdot 188$$

$$M_o = 49820000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

l – vzdálenost mezi ložisky = 178 mm

12.2 Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot d^3 \quad [11] \quad (29)$$

$$W_o = \frac{\pi}{32} \cdot 130^3$$

$$W_o = 215690 \text{ mm}^3$$

d – průměr hřídele v bodě 2 a 3

12.3 Napětí v ohybu

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} \quad [10] \quad (30)$$

$$\sigma = \frac{49820000}{215690}$$

$$\sigma = 231 \text{ MPa}$$

12.4 Maximální krouticí moment

$$M_k = F_{LMax} \cdot y \quad (31)$$

$$M_k = 265000 \cdot 12$$

$$M_k = 3180000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

y – vzdálenost osy excentru od osy hřídele

12.5 Modul průřezu v krutu

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot d^3 \quad [11] \quad (32)$$

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot 130^3$$

$$W_k = 431380 \text{ mm}^3$$

12.6 Maximální ohybový moment

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \quad [10] \quad (33)$$

$$\tau = \frac{3180000}{431380}$$

$$\tau = 7,4 \text{ MPa}$$

12.7 Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad [10] \quad (34)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{231^2 + 3 \cdot 7,4^2}$$

$$\sigma_{red} = 231 \text{ MPa}$$

12.8 Koeficient bezpečnosti

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{red}} \quad [10] \quad (35)$$

$$k = \frac{470}{231}$$

$$k = 2$$

Materiál hřídele je ocel 14 240, která je vhodná na dynamicky namáhané hřídele.

R_e – minimální mez kluzu pro ocel 14 240 = 470 MPa

Koeficient bezpečnosti je při maximální síle 2 (běžná provozní síla bude nižší), tudíž hřídel vyhovuje danému namáhání.

13 Vyvažování setrvačníků

Protože setrvačníky nejsou vyrobeny z dokonale homogenního materiálu s dokonalou přesností, bude skutečné těžiště mimo osu rotace. Tato excentricita by způsobovala nadměrné vibrace a zatížení ložisek s hřídelem, což by vedlo k výraznému zkrácení životnosti. Proto je nutné vyvažování. Podrobnosti je možné nalézt v literatuře [18] a [19].

14 Oblast použití drtiče

Drtič byl navrhován primárně pro drcení živičných směsí. To ovšem neznamená, že by nešlo drtit i jiné materiály. Avšak více abrazivní materiály jako je například beton budou rychleji obrušovat čelisti. Dalším problémem je drtitelnost jiných materiálů. Živičné směsi mívají mez pevnosti v tlaku přibližně mezi 20 – 40 *MPa*, ale některé mohou dosahovat i 140 *MPa*. Beton ji má kolem 40 *MPa*, vápenec s pískovcem cca 60 *MPa* a např. žula cca 130 *MPa*. Tyto hodnoty jsou ovšem velmi přibližné, záleží na kvalitě daného materiálu, způsobu těžby, zvětřalosti atd. Kromě toho, jak už bylo zmíněno výše, rozdíl mezi pevností v tlaku, tvrdostí a samotnou drtitelností může být značný, proto bez skutečné provozní zkoušky nelze s jistotou říct, které materiály drtič bude schopný drtit a které už ne. Pro tvrdší materiály by bylo vhodné zvětšit šířku štěrbiny a tedy zvětšit velikost drcené frakce, aby nedocházelo k zahlcování drtiče.

15 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout čelistový drtič na drcení živičných směsí. Na začátku jsme se seznámili se stručnou historií drtičů, způsobem drcení a výhodami a nevýhodami jednovzpěrných drtičů oproti drtičům dvojvzpěrným. Dále byly ukázány některé typy drtičů na trhu. Další část práce byla věnována technickým výpočtům navrženého drtiče. Nejdříve bylo spočítáno, že pro přenos krouticího momentu mezi řemenicemi je potřeba 4 řemeny typu D o délce 5600 mm , doporučené předpětí je 1959 N s tím, že je nutné konstrukčně zajistit, aby osová vzdálenost řemenic a byla měnitelná v rozmezí $1463 - 1715\text{ mm}$. Potom byla počítána síla, při které dojde k ohnutí vzpěrné desky. Nakonec byla kontrolována hřídel a ložiska, která by měla vydržet cca 10000 hodin provozu. Samotný drtič byl modelován v softwaru Autodesk Inventor. Dále byly popsány možnosti drcení jiných materiálů a zamyšlení se nad způsobem vyvažování setrvačníků.

16 Literatura

- [1] Rock crusher history. 911metallurgist [online]. [cit. 2020-05-01]. Dostupné z:
<https://www.911metallurgist.com/blog/rock-crusher-history>
- [2] Chemical Processing 101: Crushing. HOWARD INDUSTRIES [online.] [cit. 2020-05-01]. Dostupné z: <http://howardchem.com/chemical-processing-101-crushing/>
- [3] History of crushers. BossBuyer [online.] [cit. 2020-05-01]. Dostupné z: <http://www.bossmbuyer.com/faq/crusher-history.html>
- [4] The Blake Rock Crusher CONNECTICUT HISTORY [online.] [cit. 2020-05-01]. Dostupné z: <https://connecticuthistory.org/the-blake-rock-crusher-today-in-history/>
- [5] Mobilní drticí jednotka RESTA CH3 1100x750. RESTA [online.] [cit. 2020-05-01]. Dostupné z: <http://www.resta.cz/vyroba-drticich-a-tridicich-zarizeni/mobilni/drtici-jednotky/celistove-jednotky/resta-ch3-1100x750.aspx>
- [6] CJ211 Jaw crusher. SANDVIK [online.] [cit. 2020-05-01]. Dostupné z: <https://www.rocktechnology.sandvik/en/products/stationary-crushers-and-screens/stationary-jaw-crushers/cj211-jaw-crusher/>
- [7] J35/J35R Compact Crusher, McCloskey [online.] [cit. 2020-05-01]. Dostupné z: <https://mccloskeyinternational.com/product/j35-j35r-compact-crusher/>
- [8] ČEP, Hynek a Renáta ŠPÍRKOVÁ. *Technologie úpravy kameniva*. Brno: Těžební unie, 1997.
- [9] DINTER, Oskar. *Drcení a mletí nerostných surovin*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1984.
- [10] KALÁB, Květoslav. ČÁSTI A MECHANISMY STROJŮ pro 2. Ročník bakalářského studia, 2015
- [11] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [12] KKREJSA MARTIN, LAUSOVÁ LENKA MICHALCOVÁ VLADIMÍRA. *Pružnost a plasticita*, 2011
- [13] ČERNOCH, Svatopluk. *Strojně technická příručka*. 13., upravené vyd. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1977.
- [14] Mechanické vlastnosti ocelí | T-PROM s.r.o.. *Hutní materiál - Pardubice, Chrudim | T-PROM s.r.o.* [online]. Copyright © Copyright 2009 [cit. 28.02.2020]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>

[15] Pevnost betonu v tlaku | eBeton - Specialista na beton. *eBeton / eBeton - Specialista na beton* [online]. Dostupné z: <http://www.ebeton.cz/pojmy/pevnost-betonu-v-tlaku>

[16] Engineering ToolBox, (2001). [online] Available at: <https://www.engineeringtoolbox.com> [Accessed Day Mo. Year]

[17] SKF. [online]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/rolling-bearings>

[18] JULIŠ, Karel, Bohumil FRYML a Vladimír BORŮVKA. *Základy dynamického vyvažování*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1979. Řada strojírenské literatury.

[19] FRYML, Bohumil a Vladimír BORŮVKA. *Vyvažování rotačních strojů v technické praxi*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962.

17 Přílohy

Výkres sestavy drtiče (A1) CD01

Výkres hřídele (A3) CD01-02

Výkres distančního kroužku 2 (A4) CD01-04

Výkres setrvačníku (A3) CD01-12

Výkres malé řemenice (A4) CD01-14

Výkres čepu (A4) CD01-22

Výkres víka setrvačníku (A4) CD01-17

Kusovník (A3) CD01-49, CD01-50